

# 原子炉压力容器支持スカート部の局部応力 (第1報)

軸対称荷重を受ける場合

Local Stresses in Support-skirt of Reactor Pressure Vessel  
Due to Axisymmetric Load

岩崎 勤\* 清水 翼\*  
Tsutomu Iwasaki Tasuku Shimizu  
浜田 邦雄\*\* 小口 伊佐男\*\*  
Kunio Hamada Isao Oguchi

## 要 旨

原子炉压力容器支持スカート部の局部応力に関し、軸対称荷重を受ける場合について実験、計算の両面から検討した。原子炉压力容器の局部応力に関しては、ノズル、フランジなどについていくつか検討されているが、支持スカートについては厳密な解析がほとんど行なわれていない。支持スカートは死荷重、地震荷重、内圧などによる応力のほかに熱応力も発生するたいせつな部分である。

## 1. 緒 言

压力容器を支持する方法としては、ラグ方式やスカート方式があげられるが、縦に設置される場合には、安定性、信頼性の高い支持方式の一つとしてスカート方式が考えられる。この方式によれば死荷重、内圧、熱荷重および地震荷重などにより压力容器の支持部に発生する局部応力が、容器の周囲に沿って比較的一様に分布するために、他の支持方法に比べて局部応力は小さくなる。また、支持スカートは压力容器に溶接され、すみ肉半径などの溶接形状によって局部的な応力の発生度合が変化するので、取付け溶接部の影響を含めた支持スカート部の応力解析が必要となる。

軸対称荷重を受ける支持スカート部の応力を理論的に求めたものは一部発表されているが<sup>(1)</sup>、この方法には压力容器と鏡板、それに支持スカートの三つの殻の接合に難点があること、および局部応力として問題となる熱応力に関して、温度分布を正確に考慮できないことなどの難点がある。

また、実験的には本研究とほぼ平行して行なわれた光弾性実験<sup>(2)</sup>が報告されている程度ではおこなっていない。

本報では鋼製のモデル容器を製作し、種々のスカートに対して水圧実験を行なって、接合部の局部応力を明らかにするとともに、理論による応力計算を行なった結果について述べる。

なお、本実験は日本機械学会压力容器構造設計基準研究分科会が科学技術庁の原子力平和利用委託研究によって行なわれた「原子炉容器のノズル取付部および支持スカート取付部の構造強度に関する試験研究」の一部となっている。

## 2. 応力解析の理論および計算法

### 2.1 円筒殻の理論<sup>(3)(4)</sup>

平均半径  $r$ 、板厚  $t$  の薄肉円筒殻に内圧  $p$  を加える場合には、円周方向、軸方向の膜応力  $\sigma_{\phi m}$ 、 $\sigma_{xm}$  および半径方向の膜変位  $\delta_m$  は、

$$\sigma_{\phi m} = \frac{pr}{t}, \quad \sigma_{xm} = \frac{pr}{2t} \quad (1)$$

$$\delta_m = \left(1 - \frac{1}{2}\nu\right) \frac{pr^2}{Et} \quad (2)$$

ここに、 $\nu$ : ポアソン比

$E$ : 縦弾性係数 (kg/mm<sup>2</sup>)

\* 日立製作所日立研究所

\*\* 日立製作所日立工場

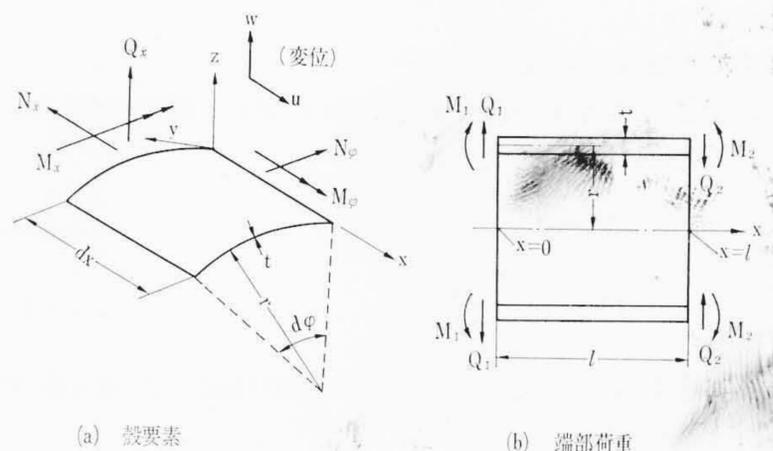


図1 円筒殻

となる。軸対称荷重を受ける円筒殻の曲げ理論では、次のように半径方向の変位  $w$  に関する微分方程式が成り立つ。

$$\frac{d^2}{dx^2} \left( D \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{Et}{r^2} w = p \quad (3)$$

ここに、 $D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$  (kg・mm)

板厚  $t$  が一定で  $p=0$  の場合には、一般解は次のようになる。

$$w = e^{-\beta x} (C_1 \cos \beta x + C_2 \sin \beta x) + e^{\beta x} (C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x) \quad (4)$$

ここに、 $\beta = \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{r^2 t^2}}$  (1/mm)

図1(b)に示すように一端 ( $x=0$ ) に荷重  $M_1, Q_1$ 、他端 ( $x=l$ ) に荷重  $M_2, Q_2$  が加わる場合にはこれらを境界条件として  $C_1 \sim C_4$  を求めればよい。そして、半径方向の変位  $\delta$  および変位角  $V$  などの必要な諸値は次式により  $M_1, Q_1, M_2, Q_2$  の関数として与えられる〔図1(a)参照〕。

$$\delta = w \quad (5)$$

$$V = \frac{dw}{dx} \quad (6)$$

$$N_{\phi} = Et w / r \quad (7)$$

$$M_x = D \frac{d^2 w}{dx^2} \quad (8)$$

$$M_{\phi} = \nu M_x \quad (9)$$

なお、端部に荷重  $M_1, Q_1$  が加わる半無限円筒の場合には、 $M_1, Q_1$  を境界条件として  $C_1, C_2$  を求め、 $C_3 = C_4 = 0$  とすれば必要な諸値は

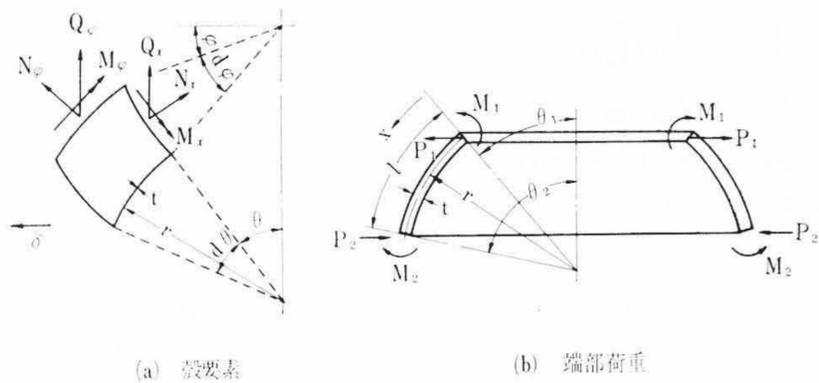


図2 球殻

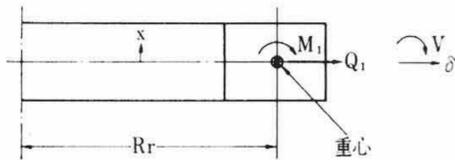


図3 リング

(5)~(9)式により求められる。これらの式の展開の一例は文献<sup>(5)</sup>に示されている。

2.2 球殻の理論<sup>(3)(4)</sup>

平均半径  $r$ , 板厚  $t$  の薄肉球殻に内圧が加わる場合の膜応力と水平方向膜変位は次式で与えられる。

$$\sigma_{\phi m} = \sigma_{x m} = \frac{pr}{2t} \quad (10)$$

$$\delta_m = (1-\nu) \sin \theta \frac{pr^2}{2Et} \quad (11)$$

一方、軸対称荷重を受ける薄肉球殻の曲げ理論では、せん断力  $Q_x$  に関する次の近似微分方程式が知られている。

$$\frac{d^2 Q_x}{d\theta^2} \pm 2i \lambda^2 Q_x = 0 \quad (12)$$

$$\text{ここに, } \lambda^4 = \frac{3(1-\nu^2)r^2}{t^2} - \frac{\nu^2}{4} \approx \frac{3(1-\nu^2)r^2}{t^2}$$

この一般解は次のようになる。

$$Q_x = e^{-\lambda\theta} (C_1 \cos \lambda\theta + C_2 \sin \lambda\theta) + e^{\lambda\theta} (C_3 \cos \lambda\theta + C_4 \sin \lambda\theta) \quad (13)$$

図2(b)に示すように一端 ( $\theta = \theta_1$ ) に荷重  $M_1, Q_1 = P_1 \sin \theta_1$ , 他端 ( $\theta = \theta_2$ ) に荷重  $M_2, Q_2 = P_2 \sin \theta_2$  が加わる場合にはこれらを境界条件として  $C_1 \sim C_4$  を求めればよい。そして必要な諸値は次式により  $M_1, Q_1, M_2, Q_2$  の関数として求められる [図2(a)参照]。

$$\delta = \frac{\sin \theta}{Et} \cdot \frac{dQ_x}{d\theta} \quad (14)$$

$$V = -\frac{1}{Et} \cdot \frac{d^2 Q_x}{d\theta^2} \quad (15)$$

$$N_x = -Q_x \cot \theta \quad (16)$$

$$N_\phi = -\frac{dQ_x}{d\theta} \quad (17)$$

$$M_x = \frac{D}{rEt} \cdot \frac{d^3 Q_x}{d\theta^3} \quad (18)$$

$$M_\phi = \nu M_x \quad (19)$$

なお、端部 ( $\theta = \theta_1$ ) に荷重  $M_1, Q_1 = P_1 \sin \theta_1$  が加わる深い球殻の場合では  $M_1, Q_1$  を境界条件として  $C_1, C_2$  を求め、 $C_3 = C_4 = 0$  とすれば必要な諸値が(14)~(19)式により求められる。これらの式の展開の一例は文献<sup>(5)</sup>に示されている。

2.3 リングの理論<sup>(5)</sup>

重心にモーメント  $M_1$  および力  $Q_1$  が加わる場合のリング重心における半径方向の変位  $\delta$  および変位角  $V$  は次式で表わすことができる(図3参照)。

$$\delta = Q_1 R_r^2 / EA \quad (20)$$

$$V = M_1 R_r^2 / EI \quad (21)$$

ここに、 $R_r$ : リング重心の半径 (mm)

$A$ : リングの断面積 (mm<sup>2</sup>)

$I$ : リングの断面2次モーメント (mm<sup>4</sup>)

さらにリングの円周方向の応力  $\sigma_c$  は次式により求められる。

$$\sigma_c = \frac{Q_1 R_r}{A} + \frac{M_1 R_r x}{I} \quad (22)$$

2.4 応力解析の方法

以上の基本理論を用いて以下に示す手順で応力解析を行なうことになるが、手計算では困難であるため電子計算機用コード“SKAPER”を完成している。ここで、この計算コードのうちで特に本報告の応力解析に必要な部分のみを抜き出して、その概要をここに示す。

本コードの計算手順では、まず図4に示すように各部材が切り放されているものと仮定したときの各部材の膜応力および端部の膜変位 ( $\delta_{m1} \sim \delta_{m10}, V_{m1} \sim V_{m10}$ ) を計算する。ここでスカートの下端は固定されているものとすれば  $\delta_{m10}$  および  $V_{m10}$  は0である。次に、実際には各部材が連続であることから、各結合部での食い違いがなくなるよう、図4に示すように各端部に曲げモーメント  $M_{d1} \sim M_{d5}$  およびせん断力  $Q_{d1} \sim Q_{d5}$  を考える。さらにこれら不連続力による変形 ( $\delta_{d1} \sim \delta_{d10}, V_{d1} \sim V_{d10}$ ) は、不連続力の関数として表現できる。ここで、スカートの上下端に結合する部材の結合部には、W. J. O'Donnell氏が提案<sup>(6)</sup>している局所的なたわみやすさ (local flexibility) の効果による局部変位を考慮している。ここで、次の連立方程式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} \delta_{m1} + \delta_{v1} &= \delta_{m2} + \delta_{v2} \\ &\vdots \\ V_{m9} + V_{d9} &= V_{m10} + V_{d10} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

この連立方程式を解けば、不連続力  $M_{d1} \sim M_{d5}, Q_{d1} \sim Q_{d5}$  が求まるから、これらの不連続力による殻内の力とモーメントが求められる。次に不連続力による局部膜応力および二次応力は次式によって計算される。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\phi d} &= \frac{N_\phi}{t} \pm \frac{6M_\phi}{t^2} \\ \sigma_{x d} &= \frac{N_x}{t} \pm \frac{6M_x}{t^2} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

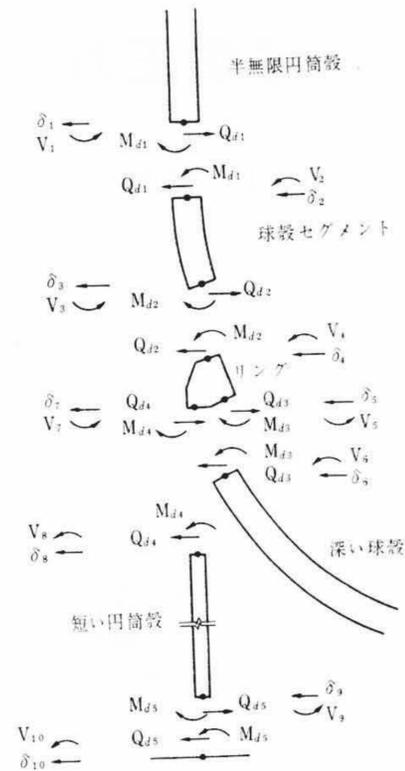


図4 殻構造物の形状

表1 スカートの諸寸法

スカート名	スカート内径 $d$	スカート板厚 $t$	外側溶接長さ $l_o$	内側溶接長さ $l_i$	溶接部形状	軸対称荷重の実験
A-1	816	12	23	—	図5(a)	内外面
A-2	816	12	36	—	図5(b)	外面のみ
A-3	816	12	36	22	図5(c)	外面のみ
B-3	819	9	27	18	図5(c)	内外面
C-3	600	12	36	12	図5(c)	内外面
D-3	812	16	48	32	図5(c)	内外面
E-3	822	6	18	12	図5(c)	計算のみ

$D=800, T=28, \theta=35^\circ$

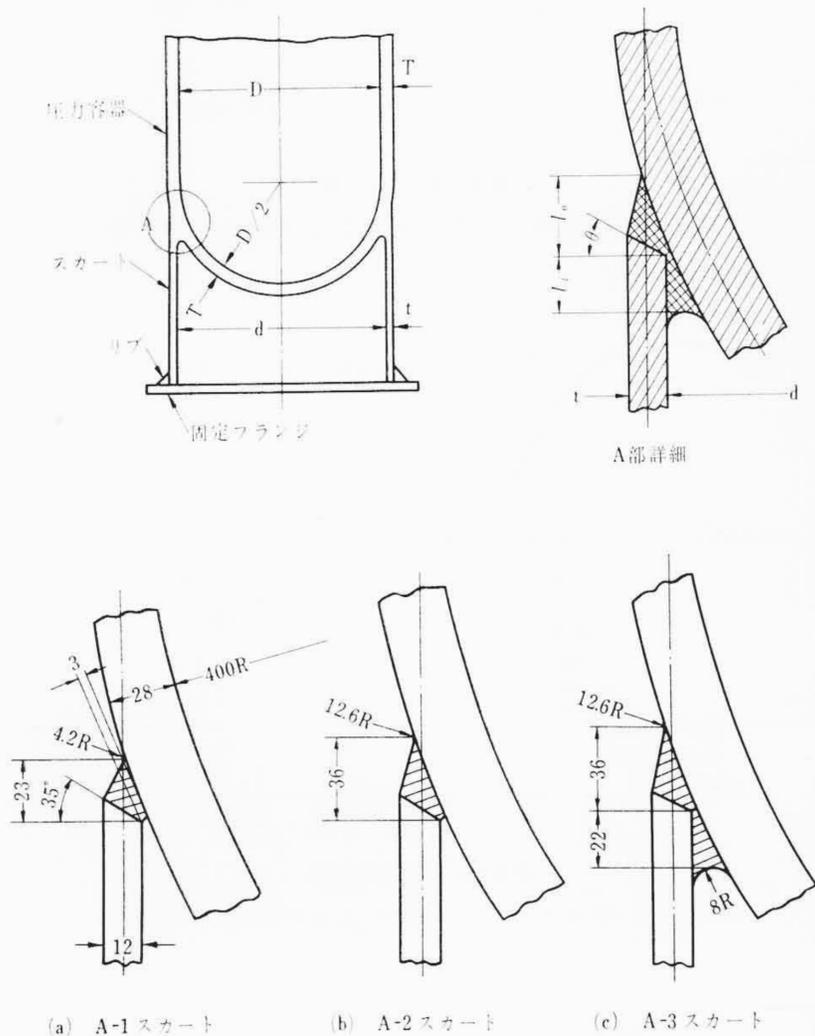


図5 スカート接合部溶接構造

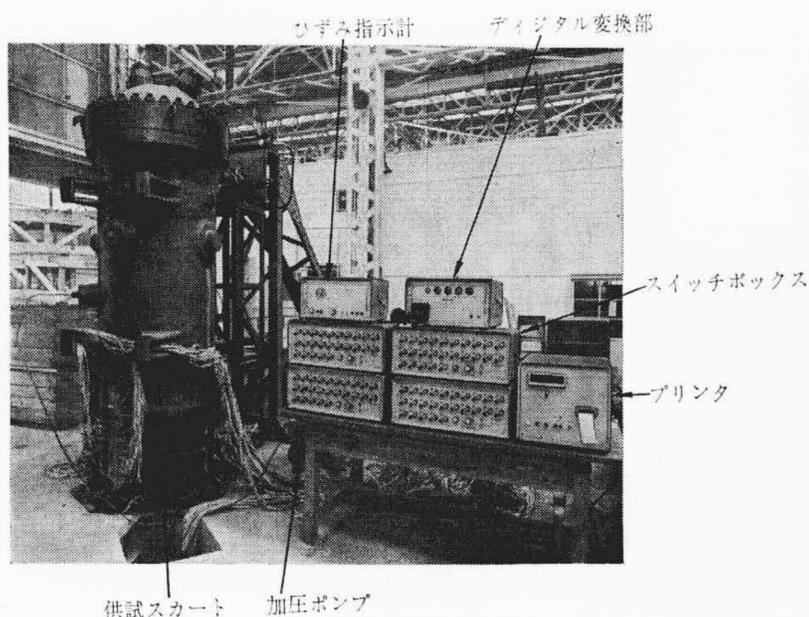


図6 内圧試験状況

ここに、複号の+は内面、-は外面に相当する。最後に、膜応力と二次応力を加え合わせれば、全合成応力が求まることになる。

### 3. 内圧実験

#### 3.1 供試スカート

実験に使用した圧力容器は、JPDR 圧力容器の1/2 鋼製模型で、

供試スカートの取付状況と寸法は表1に示すとおりである。表1のうち実験を行なったのはA-1~D-3スカートの6ケースでE-3スカートについては応力計算のみを行なった。供試スカートはA, B, C, Dの4種類であって、いくつかの形状因子の効果を検討できるようにした。このなかでCスカート以外はスカートの板厚中心線と圧力容器胴体のそれとが一致しており、Cスカートは胴体より細くなっている。A, B, D, Eの4種類から板厚の影響、A, Cからスカート径の影響を調べた。またAスカートについては圧力容器との接合部の溶接形状の違いによる局部応力の比較を行なった。

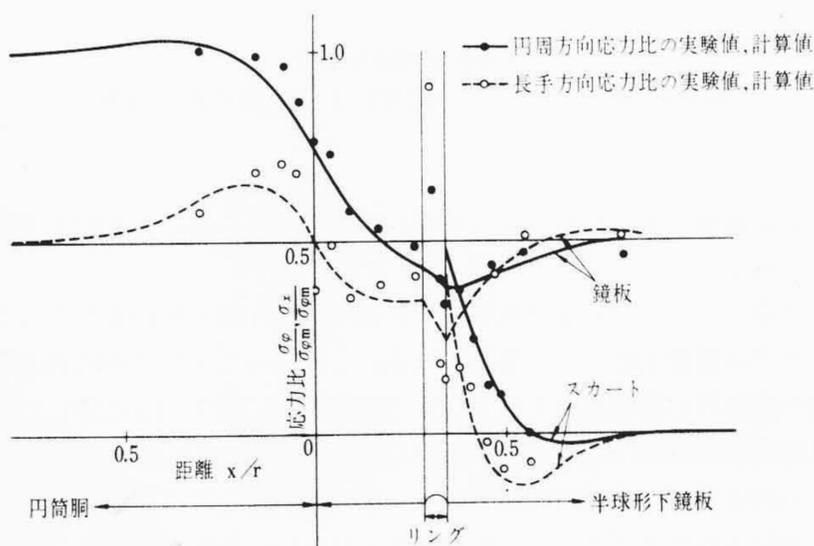
次に圧力容器に支持スカートを接合する際の溶接形状について述べる。スカートと圧力容器の中心線が一致する構造にあつては、推奨される溶接形状の一つとして図5(a)の形が示されている<sup>(1)</sup>。これを基準として図5(b)(c)に示すさらに二つの形状を考慮し、3種の溶接形状の局部応力の発生状況を比較検討した。すなわち、A-1スカートでは溶接部の長さがスカート板厚の約1.9倍であったものを、A-2スカートでは外面に肉盛を行ない、溶接部の長さをスカート板厚の3倍にしたものを、A-3スカートではスカートの内側から裏溶接を行なってすみ肉半径部をグラインダーで仕上げたものをとった。B, C, DのスカートはA-3スカートと同様の溶接形状である。

#### 3.2 実験方法

圧力容器としては同一のものを用い、表1に示したスカートを順次つけかえて実験した。スカートを接合した圧力容器を、基礎に固定したフランジわくにボルトを介して垂直に固定した。負荷としては最高圧力200 kg/cm<sup>2</sup>、吐出量2 l/minの電動プランジャーポンプを使用して内圧を加えた。ひずみ測定位置は接合部を中心に圧力容器の胴体、鏡板およびスカートについて軸方向分布が得られるように選ばれた。接合部で最も高い局部応力の生ずる位置については、圧力容器の円周上の応力分布を知るために、溶接部外側すみ肉半径部に周囲4箇所ひずみゲージをはり付けた。使用ゲージはゲージ長3 mmと10 mmのロゼット2軸ゲージで、全部で約80点である。ひずみ測定には多点自動ひずみ測定記録装置を使用した。実験装置の外観を図6に示す。

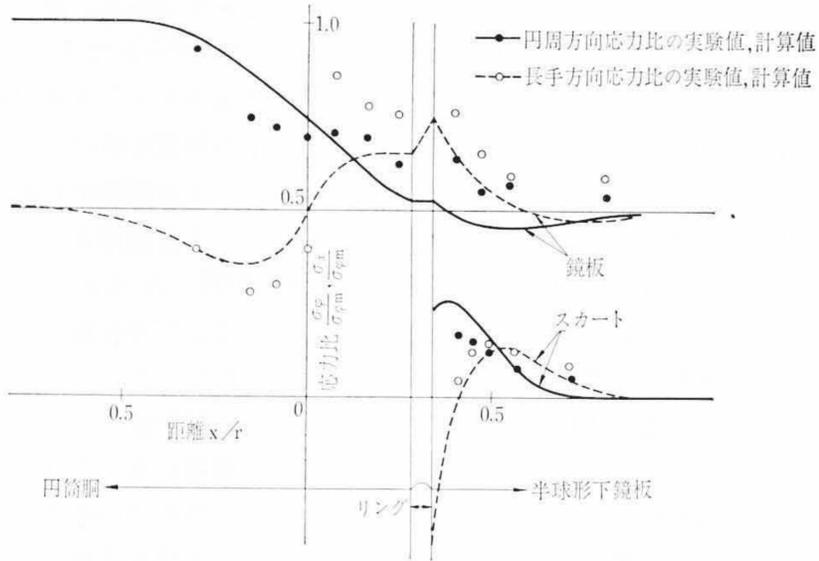
### 4. 計算値と実験値の比較

2. で述べた計算式で計算した結果と実験結果を比較検討する。図7~13は各スカートについて行なった計算値と実験値である。横軸には圧力容器胴体、鏡板、スカートをとり、接合部はリングとしてその位置を無次元量で示した。縦軸には内圧を負荷したときの圧力容器胴体部円周方向膜応力( $p=50 \text{ kg/cm}^2$ の場合で $\sigma_{\theta m}=7.4 \text{ kg/mm}^2$ )と各部の応力との比(以下応力比という)をとった。図中実線

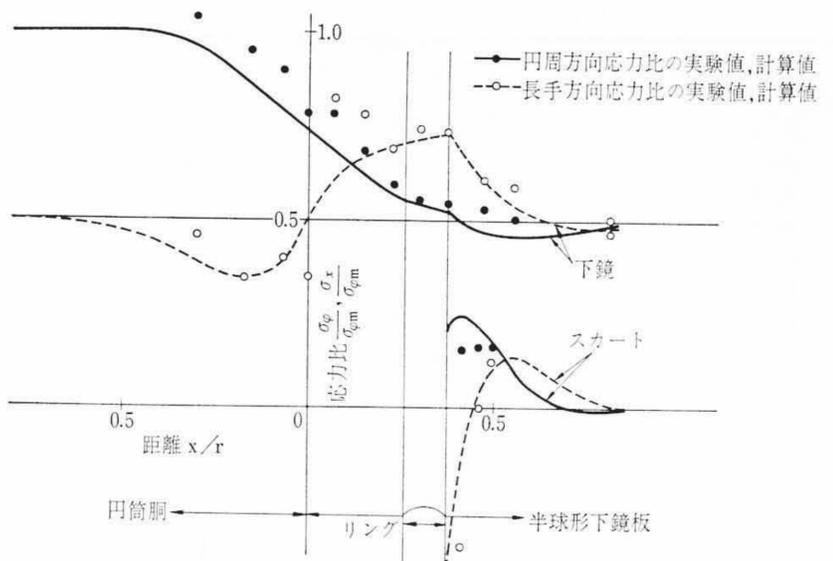


(計算値と実験値の比較)

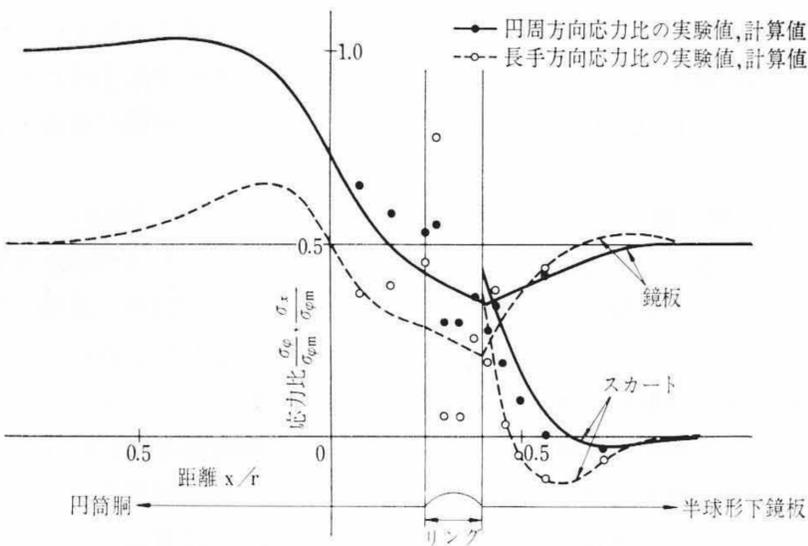
図7 A-1スカートの内圧による外面の応力分布



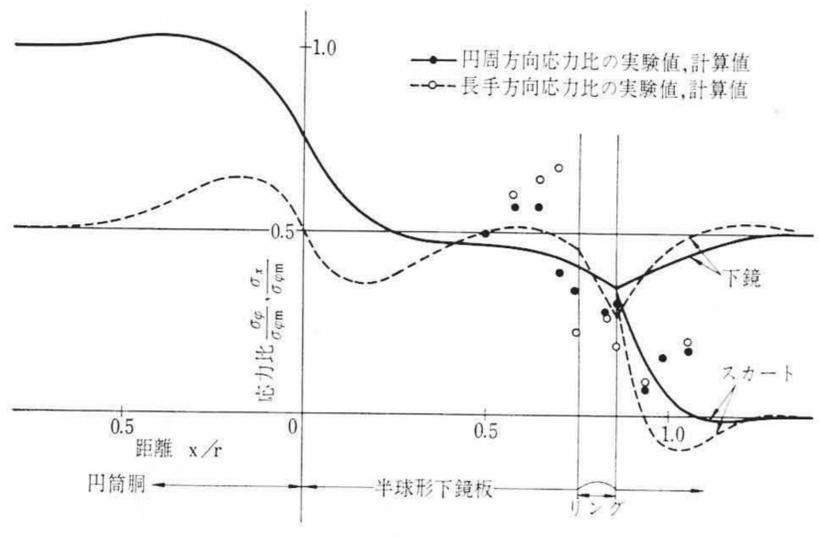
(計算値と実験値の比較)  
図8 A-1 スカートの内圧による内面の応力分布



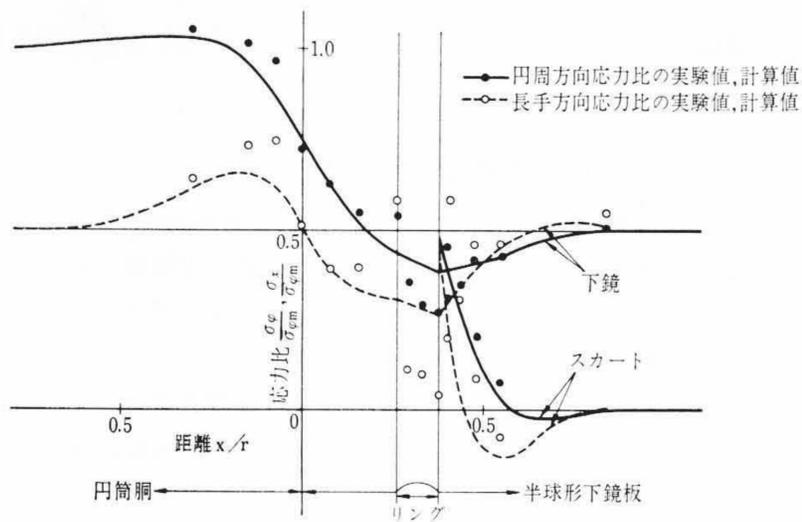
(計算値と実験値の比較)  
図11 B-3 スカートの内圧による内面の応力分布



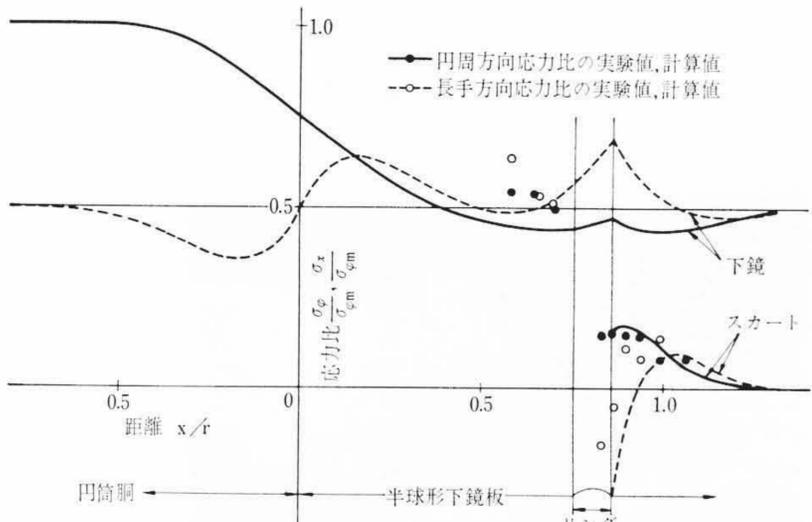
(計算値と実験値の比較)  
図9 A-3 スカートの内圧による外面の応力分布



(計算値と実験値の比較)  
図12 C-3 スカートの内圧による外面の応力分布



(計算値と実験値の比較)  
図10 B-3 スカートの内圧による外面の応力分布



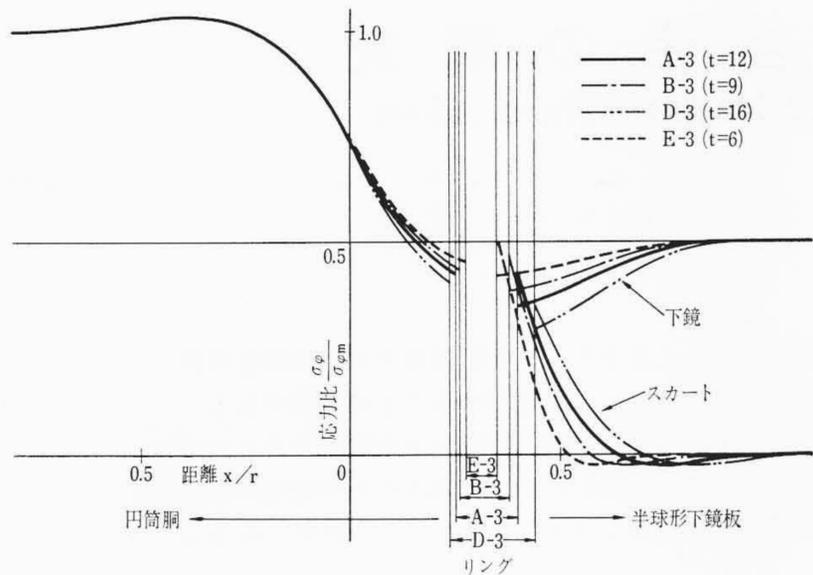
(計算値と実験値の比較)  
図13 C-3 スカートの内圧による内面の応力分布

および破線で示したものは計算値、丸印でプロットしたものは実験値である。

計算ではスカート接合部をリングとして取り扱っているため、この点では理論上応力が不連続となる。したがってリングの応力は両端の鏡板の応力を直線で結ぶことで近似した。図7~13に示した計算結果はASME Pressure Vessel Code Section IIIに定義されている一次応力と二次応力の和であり、すみ肉半径などの局部的な形状に支配されて生ずるピーク応力は含まれない。またピーク応力は、計算により求められた応力に別途実験などにより定まる適当な応力集中係数を乗じて求められる応力であり、疲労解析が必要となる場

合にのみ検討の対象となる応力である。たとえば、図7においてリング部に示される高い実験値は溶接部のすみ肉半径部に発生したピーク応力である。全般的にみて、ピーク応力を除けば実験値に多少のばらつきのみられるものもあるが計算値と実験値は応力比で±0.1程度の範囲で一致している。このばらつきは球殻、円筒殻の真円度や板厚のばらつきにより、また表面の仕上状態や、形状による局部的な応力集中により計算にのらない因子が存在するためであって、これらの効果は別に検討されるべきものである。

したがって本計算方法により、内圧のみならず他の軸対称荷重に対しても実用上十分な精度で各部の応力が求められる。



(内圧による円周方向外面の応力の比較)  
図14 スカート板厚の影響

5. 結果の検討

まず溶接部のすみ肉半径の影響について考える。スカートと容器との取付部におけるピーク応力とすみ肉半径の関係は A-1 スカートと A-3 スカートの取付部における溶接部の応力を比較するとよくわかる。すなわち図7より A-1 スカートの取付溶接部の外側すみ肉半径  $r_0$  が 4.2mm のときのピーク応力は 0.9 であるのに対し、図9より A-3 スカートにおいて  $r_0$  が 12.6mm となるとピーク応力は応力比で 0.6 に下がっている。したがって溶接部においてはすみ肉半径を大きくとることがピーク応力を減らすことになる。

次にスカートの板厚および径の影響について考える。図14からもわかるようにスカートの板厚が変化しても応力の大きさおよび分布の傾向はほとんど変わらない。またスカートの径が変化しても取付部の影響による応力の位置がスカートの取付位置に移動するだけ

で応力の大きさおよび分布の傾向はほぼ同じである。これはスカートの板厚が容器の板厚に比べて薄いこと、内圧がスカートの一次膜応力に直接影響しないためである。しかし内圧以外の荷重に対しては、スカートの径や板厚が直接スカートの応力に影響するのである。スカートの設計にあたっては十分注意する必要がある。

6. 結 言

原子炉圧力容器支持スカート部に、代表的な軸対称荷重である内圧が作用した場合の計算と実験を行なった結果、次のことが明らかになった。

- (1) スカート接合部にはすみ肉半径のとり方によってはかなりの局所的な応力集中が認められるが、いずれの場合でも圧力容器胴体部の円周方向膜応力と比べて小さい。
- (2) 計算値と実験値はよく一致し、軸対称荷重に対しては本報による計算方法が十分実用できる。
- (3) スカート接合部の溶接形状としては、溶接部を十分長くとり、すみ肉半径を大きくとることが望ましい。
- (4) 内圧を受ける場合には、スカート板厚、径の応力分布に与える影響はほとんどない。

終わりに本研究に当たり、終始ご指導を賜った日立製作所日立研究所大内田部長、楠本室長、日立工場嶋井部長、実験に協力くださった日立研究所佐藤宏司氏に深甚の謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) N. A. Weil, etc.: Trans. ASME, 82, 1, (1960-2)
- (2) 河野ほか: 三菱重工技報 4, 5 (昭42-10)
- (3) S. Timoshenko: "Theory of Plates and Shells" McGraw-Hill Book Co. (1959)
- (4) W. Flügge: "Stresses in Shells" Springer-Verlag (1962)
- (5) 奥田: "円筒, 球, 回転円盤" 岩波機械工学講座 II (昭17)
- (6) W. J. O'Donnell: Trans. ASME, (1960-9)



新 案 の 紹 介



登録実用新案 第795218号

嶋 俊 郎・徳 永 越・岩 田 保 宏

鋼 板 製 モ ー ト ル ブ ロ ッ ク

モートルブロックにおいて、本体フレームや、モートルフレームは鋳造品であったため大形で大重量であり、高価で構造上も多くの欠点を持ち、据付けなども簡単でない。

本案はほぼ平行にして結合された鋼板製よりなる基板に、一方の基板に透かし穴を通して他側の基板にモートルを内蔵する鋼板製のフレームを固定し、他方の基板に減速歯車を内蔵する鋼板製の歯車カバーを取付けて、前記それぞれの基板間の回転軸上にチェーン駆動用のスプロケットを固着して、荷重のバランスを取り、荷役時の荷重はほとんど鋼板製基板によってささえられてるようにしたものである。

これにより各フレームを鋼板製にすることによって、モートルブロックの重量を大幅に軽減でき、また鋼板製であるために大幅な原価低減ができる。さらにモートルブロックは小形になり、製作が容易で、精度の高いモートルブロックを得ることができる。(千石)

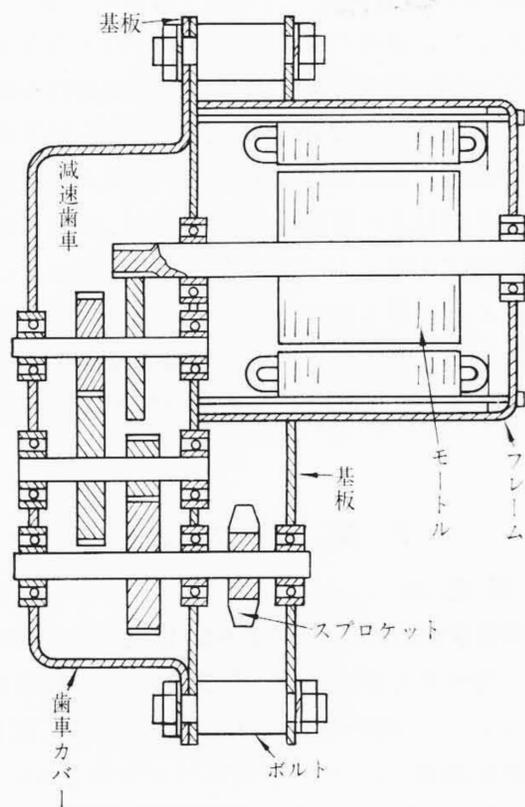


図 1